

Daniel Hořín

Návrh třídiče zeminy

Design of a Soil Sorter

Bakalářská práce

Vedoucí práce:
Ing. Tomáš Hapla

Ostrava 2021

Bibliografický záznam

Autor: Daniel Hořín, HOR0437

Název práce: Návrh třídiče zeminy

Studijní program: B2341 Strojírenství

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 50

Klíčová slova: návrh, konstrukce, třídič, buben, zemina

Anotace bakalářské práce

HOŘÍN, D. *Návrh třídiče zeminy*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2021, 50 s. Vedoucí práce: Hapla, T.

V úvodní části této bakalářské práce je zpracován princip třídění zeminy, základní rozdělení třídičů a průzkum trhu. V další části je návrh čtyř konstrukčních variant třídícího bubnu, u kterých jsou vypsány jejich hlavní výhody a nevýhody. Následující část je věnována výběru nejvhodnější varianty. V konstrukční části je zpracován návrh celkové konstrukce bubnového třídiče, což zahrnuje návrh konstrukce rotačního bubnu a jeho uložení na nosném rámu, volbu frakčních sítí, návrh optimálních otáček a s nimi související návrh šnekovnice, která bude zajišťovat pohyb zeminy v axiálním směru. Další kapitola je věnována volbě elektromotoru, řemenového převodu a čelní převodovky. Následující část obsahuje MKP analýzu kritických míst konstrukce. Poslední kapitola je věnována celkovému shrnutí bakalářské práce.

Annotation of bachelor thesis

HOŘÍN, Daniel. *Design of Soil Sorter*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design. 50 p. Thesis Head: Ing. Hapla, T.

In the introduction of this bachelor thesis is described principle of soil separation, basic division of soil separators and market research. After that I made four construction concepts of separator drum, described their pros and cons, and then picked the most suitable type. The selected type was processed in detail, which includes construction of drum separator and its bushing, selection of proper sized sieve fraction, choosing optimal rotation speed and with that related design of screw conveyor, which will ensure motion of soil in axial direction. Next chapter is focused on drive mechanism, such as electric motor, belt drive and gearbox. In the last chapter was used FEM to check critical parts of construction and summing up results of bachelor thesis.

Obsah

Úvod	8
1. Třídič zeminy	9
1.1 Základní rozdělení třídičů.....	9
2 Vibrační třídič	10
2.1 Vibrační třídič Trascerscreen DB-15.....	11
3 Bubnový třídič	12
3.1 Bubnový třídič MDS MIDI.....	13
3.2 Bubnový třídič PEZZOLATO L 2000.....	14
4 Doplnění zadání.....	15
5 Konstrukční varianty bubnu	16
5.1 Varianta č. 1.....	16
5.2 Varianta č. 2.....	17
5.3 Varianta č. 3.....	18
5.4 Varianta č. 4.....	19
6 Výběr nejvhodnější varianty.....	20
6.1 Vyhodnocení.....	21
7 Návrh konstrukce	22
7.1 Bubnová konstrukce.....	23
7.2 Uložení bubnu.....	24
7.3 Volba frakčních sít.....	25
7.3.1 Výpočet hmotnosti sít	25
7.4 Návrh otáček bubnu.....	27
7.5 Návrh šnekovnice.....	28
7.5.1 Výpočet stoupání šnekovnice:.....	28
7.5.2 Výška šnekovnice.....	29
7.5.3 Délka šnekovnice	30
7.5.4 Hmotnost šnekovnice.....	30
7.6 Návrh ložisek.....	31
7.6.1 Výpočet reakcí:	31
7.6.2 Volba ložisek v kladkách a výpočet životnosti.....	32
7.6.3 Volba ložisek ve válečcích.....	34
7.7 Kontrola čepů.....	35
7.7.1 Kontrola čepu na stříh	35

7.8	Výpočet výkonu třidiče.....	36
7.8.1	Potřebný výkon elektromotoru	37
7.9	Volba elektromotoru.....	38
7.10	Návrh řemenového převodu.....	39
7.10.1	Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene	39
7.10.2	Volba výpočtového průměru řemenic.....	39
7.10.3	Výpočet skutečného převodového čísla.....	40
7.10.4	Předběžný návrh osové vzdálenosti	40
7.10.5	Určení délky řemene	40
7.10.6	Výpočet skutečné osové vzdálenosti.....	41
7.10.7	Stanovení potřebného počtu řemenů	41
7.10.8	Kontrola životnosti řemene.....	41
7.10.9	Specifikace navrženého řemene	42
7.10.10	Výpočet předpětí řemene	42
7.10.11	Měnitelnost osové vzdálenosti.....	42
7.11	Volba převodovky.....	43
7.12	MKP analýza.....	44
7.12.1	Kontrola průhybu bubnové konstrukce	44
7.12.2	Kontrola natočení.....	46
8	Závěr	47
	Seznam použitých zdrojů:	48
	Přílohy.....	49
	Poděkování.....	50

Seznam použitých značek

A	Osová vzdálenost	[mm]
A_{min}	Minimální osová vzdálenost	[mm]
A_{max}	Maximální osová vzdálenost	[mm]
A_{MIN}	Minimální osová vzdálenost pro nasazení řemene	[mm]
A_{MAX}	Maximální osová vzdálenost pro napínání řemene	[mm]
A_{sk}	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
C_H	Sklon bubnu	[–]
C_k	Součinitel počtu řemenu v převodu	[–]
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	[–]
C_P	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[–]
C_α	Součinitel úhlu opásání	[–]
D_B	Průměr bubnu	[m]
D_{BV}	Průměr bubnu vnější	[mm]
$D_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
D_K	Průměr kladky v místě dotyku s kruhovým rámem bubnu	[mm]
D_{min}	Maximální průměr malé (hnací) řemenice	[mm]
D_s	Vnější průměr spirály	[m]
D_1	Průměr malé (hnací) řemenice	[mm]
D_{1max}	Největší možný průměr malé řemenice	[mm]
D_2	Průměr velké (hnané) řemenice	[mm]
D_{2max}	Největší možný průměr velké řemenice	[mm]
F	Obvodová síla	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
FA_x	Axiální síla působící na ložisko v kladce	[N]
FA_y	Radiální síla působící na ložisko v kladce	[N]
FB_y	Radiální síla působící na ložisko ve válečku	[N]
F_O	Potřebné předpětí řemene	[N]
f_O	Počet ohybů	[s ⁻¹]
f_{OD}	Dovolený počet ohybů	[s ⁻¹]
f_k	Součinitel tření v klínové drážce	[–]
f_{z-o}	Součinitel tření mezi zeminou a ocelí	[–]
g	Tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
G	Tíhová síla	[N]
h	Výška kruhové úseče/výška obvodové šroubovice	[mm]
i	Ideální převodové číslo	[–]
$i_{\check{c}p}$	Převodové číslo čelní převodovky	[–]
i_p	Požadované převodové číslo	[–]
$i_{p\check{c}p}$	Požadované převodové číslo čelní převodovky	[–]
i_{sk}	Skutečné převodové číslo řemenového převodu	[–]
k	Koeficient bezpečnosti	[–]
k_p	Bezpečnost proti prokluzu řemene	[–]
K	Počet řemenů	[–]
L_p	Normalizovaná délka řemene	[mm]
L'_p	Vypočtená délka řemene	[mm]
L_{10-1}	Základní trvanlivost ložiska v kladce	[ot.]
L_{10-2}	Základní trvanlivost ložiska ve válečku	[ot.]
L_{10h-1}	Hodinová trvanlivost ložiska v kladce	[h]

L_{10h-2}	Hodinová trvanlivost ložiska ve válečku	[h]
m_b	Hmotnost bubnového rámu	[kg]
m_c	Celková hmotnost bubnové konstrukce	[kg]
M_c	Celkový potřebný moment pro rotaci bubnu	[N · m]
m_{f1}	Hmotnost prvního frakčního síta	[kg]
m_{f2}	Hmotnost druhého frakčního síta	[kg]
m_{fs}	Celková hmotnost frakčních sít	[kg]
M_{k1}	Kroutící moment na výstupu z elektromotoru	[N · m]
M_{k2}	Kroutící moment na vstupu do převodovky	[N · m]
M_{k3}	Kroutící moment na výstupu z převodovky	[N · m]
m_s	Hmotnost obvodové šroubovice	[kg]
m_z	Maximální hmotnost zeminy	[kg]
M_1	Moment potřebný pro překonání valivého odporu mezi kladkou a rámem bubnu	[N · m]
M_2	Moment potřebný pro překonání valivého odporu mezi válečkem a rámem bubnu	[N · m]
M_3	Moment potřebný pro překonání třecích sil mezi zeminou a sítím	[N · m]
M_4	Moment potřebný pro zdvih zeminy	[N · m]
n_B	Rychlost otáček bubnu	[s ⁻¹]
n_{kr}	Kritická rychlost otáček	[s ⁻¹]
n_l	Otáčky ložiska	[min ⁻¹]
n_1	Otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky na výstupu z řemenového převodu/vstupu do převodovky	[min ⁻¹]
N_p	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[—]
N_0	Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem	[—]
p	Mocnitel pro kuličková ložiska	[—]
p_1	Plocha síta první frakce	[%]
p_2	Plocha síta druhé frakce	[%]
P_r	Radiální ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_1	Výkon elektromotoru	[kW]
P_p	Potřebný výkon	[kW]
q	Spojitě zatížení	[N · mm ⁻¹]
Q_m	Hmotnostní průtok	[t · h ⁻¹]
Q_v	Objemový průtok	[m ³ · h ⁻¹]
R	Poloměr dotyku zeminy se sítím	[m]
RA_x	Reakční síla v bodě A působící v ose x	[N]
RA_y	Reakční síla v bodě A působící v ose y	[N]
$r_{bvnější}$	Vnější poloměr bubnu	[m]
RB_y	Reakční síla v bodě B působící v ose y	[N]
Re	Mez kluzu	[MPa]
r_k	Poloměr kladky	[m]
$r_{náhr}$	Náhradní poloměr	[m]
R_s	Účinný poloměr	[m]
r_v	Poloměr válečku	[m]
s	Stoupání šroubovice	[m]
s_p	Pružný skluz	[—]
S	Obsah průmětu čepu	[mm ²]
S_1	Obsah zeminy zcela zaplněného bubnu	[mm ²]
S_2	Obsah zeminy při zaplnění bubnu z dvaceti procent	[mm ²]
v	Výška těžiště zeminy	[m]
v_1	Obvodová rychlost řemene	[m · s ⁻¹]

v_{1MAX}	Maximální obvodový rychlost řemene klasického průřezu v provedení industriál	$[m \cdot s^{-1}]$
α	Úhel stoupání obvodové šroubovice	$[^{\circ}]$
α_d	Úhel drážky řemenice	$[^{\circ}]$
α_o	Úhel opásání řemenice	$[^{\circ}]$
$\alpha^)$	Úhel opásání řemene v obloukové míře	rad
γ	Doplňkový úhel	$[^{\circ}]$
γ_d	Úhel dotyku kladky a kruhového rámu	$[^{\circ}]$
$\eta_{\check{p}}$	Účinnost čelní převodovky	$[-]$
η_m	Účinnost elektromotoru	$[-]$
$\eta_{\check{r}}$	Účinnost řemenové převodu	$[-]$
μ	konstantní součinitel tření radiálního kuličkového ložiska	$[-]$
μ_k	konstantní součinitel tření radiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem	$[-]$
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ_V	Sypná hmotnost zeminy	$[kg \cdot m^{-3}]$
φ	Třecí úhel mezi zeminou a ocelí	$[^{\circ}]$
Ψ	Součinitel plnění bubnu	$[-]$
Ψ_D	Dynamický sypný úhel zeminy	$[^{\circ}]$
τ_{DS}	Dovolené smykové napětí	$[MPa]$
τ_S	Smykové napětí	$[MPa]$
ω_{kr}	Kritická úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$
ξ	Rameno valivého odporu	$[m]$

Úvod

Třídění zeminy se využívá především v zahradnictví. Pro zakládání pěstitelských zahrádek nebo pro zakládání trávníků ať už v okrasných nebo pouze užitkových zahradách potřebujeme kvalitní zeminu, která neobsahuje nerosty jako jsou například kamení nebo třeba štěrk. Například při stavbě budov se jen těžko vyhneme tomu, abychom neznečistili okolní zeminu stavebním materiálem. Mimo to i zemina člověkem nedotčena obsahuje spoustu nerostů, které by nám při zakládání trávníků nebo zahrádek vadily. Tříděním zeminy se zbavíme těchto nežádoucích částic a získáme čistou zeminu.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení třídiče zeminy s elektrickým pohonem. Zeminu bude rozdělovat na tři velikostní frakce, a to na méně než pět milimetrů, pět až deset milimetrů a deset a více milimetrů.

1. Třídíč zeminy

Třídíč zeminy je strojní zařízení, které slouží k rozdělení sypkého materiálu na dvě a více velikostních frakcí. Sypký materiál, jako je například půda, písek, štěrk, uhlí a kameny, koná relativní pohyb po sítu. Velikost děr v sítu určuje velikost propuštěného materiálu. Materiál, který má menší velikost zrna, než je velikost oka, sítem propadne a nazývá se podsítným. Naopak nadsítným se nazývá materiál, který má velikost zrna větší, než je velikost oka síta a sítem tedy nepropadne. Pohyb zrn po sítu bývá zajištěn dvěma různými konstrukčními řešeními. Vibračním pohybem nebo rotačním pohybem v bubnu.

1.1 Základní rozdělení třídíčů

Podle konstrukčního řešení:

- Vibrační
- rotační/bubnové

Podle způsobu pohonu:

- elektromotorem
- spalovacím motorem
- externím pohonem (např. vývodem hřídele z traktoru)

Podle druhu mobility:

- stacionární
- mobilní

Podle počtu velikostních frakcí:

- 2 velikostní frakce
- 3 a více velikostních frakcí

2 Vibrační třídič

Sypký materiál je nakládačem sypán buď rovnou, nebo přes násypku, na stůl se sítím. Násypka zajišťuje, aby se na pracovní plochu třídiče, tedy stůl se sítím, nedostalo více materiálu, než třídič zvládne přetřídit. Stůl se sítím vykonává vibrační pohyb, který je nejčastěji vyvolán elektromotorem, který obsahuje hřídel s excentrickým nábojem a je napevno spojen se stolem. Stůl je spojen s rámem pružinami. Pružiny zachycují vibrace, které již dále nejsou v takové míře přenášeny do rámu strojního zařízení. Stůl je mírně nakloněn, aby nadsítný materiál vypadával ven z třídiče.

Hlavní výhodou vibračního třídiče je jednoduchý princip, nízká hmotnost celého třídícího stroje a nízké náklady na výrobu. Jsou vhodné spíše na třídění hrubších materiálů nebo například na odprášení kamenů. Nevýhodou je hlučnost a prašnost. [1]

2.1 Vibrační třídič Trascerscreen DB-15

Jedná se o mobilní vibrační třídič s hmotností 175 kg. Umožňuje změnu velikosti frakce libovolně od 4 mm do 64 mm. Je poháněn elektromotorem o výkonu 0,18 kW. [1]



Obrázek 1: Vibrační třídič Trascerscreen DB-15 [2]

Technické parametry:

Tabulka 1: Rozměry třídiče Trascerscreen DB-15 [2]

Rozměry	
Délka	1360 mm
Šířka	1200 mm
Výška	1520 mm
Plocha síta	0,94 m ²
Hmotnost	175 kg

Tabulka 2: Pohon třídiče Trascerscreen DB-15 [2]

Pohon	
Typ	Elektrický
Výkon	0,18 KW

Tabulka 3: Výkon třídiče Trascerscreen DB-15 [2]

Výkon třídění	
Orientační výkon	2-15 t/h

3 Bubnový třídič

Sypký materiál je nakládačem sypán přes násypku do bubnu, který je opláštěn sítí. Buben se sítí koná rotační pohyb, který nejčastěji bývá vyvolán elektromotorem motorem s převodovkou. Buben je buď ve vodorovné poloze a zrna se bubnem pohybují díky obvodové šroubovice, nebo je mírně nakloněn a zrna se pohybují směrem ven z bubnu díky gravitaci. Některé bubnové třídiče využívají náklonu bubnu i obvodové šroubovice současně.

Hlavní výhodou bubnového třídiče je poměrně tichý chod a nenáročná obsluha. Zrno v bubnovém třídiči projde až desetkrát delší dráhou než na vibračním třídiči. Z tohoto důvodu se bubnové třídiče využívají pro preciznější třídění. Nevýhodou je složitější konstrukce, větší rozměry a vyšší hmotnost stroje a v neposlední řadě také vysoká cena. [1].

3.1 Bubnový třídič MDS MIDI

Bubnový třídič poháněný elektromotorem o výkonu 3,1 kW se řadí mezi stacionární třídiče. Tříděný materiál dělí na dvě frakce. Podsítná zrna propadávají pod bubnu, kde se hromadí. Nadsítná zrna vypadávají koncem bubnu.



Obrázek 2: Bubnový třídič MDS MIDI [3]

Technické parametry:

Tabulka 4: Rozměry třídiče MDS MIDI [3]

Rozměry	
Délka	3030 mm
Šířka	2080 mm
Výška	2920 mm
Průměr bubnu	1200 mm
Hmotnost	1200 kg

Tabulka 5: Pohon třídiče MDS MIDI [3]

Pohon	
Typ	Elektrický
Výkon	3,1 kW

Tabulka 6: Výkon třídiče MDS MIDI [3]

Výkon třídění	
Orientační výkon	20-50 t/h

3.2 Bubnový třídič PEZZOLATO L 2000

Bubnový třídič s dopravníkem pro vynášení podsítné frakce až do výšky dvou metrů. Je vyráběn ve třech verzích, které se liší především způsobem pohonu. Model L 2000 G je určen pro pohon od vývodového hřídele traktoru, je mobilní. Model L 2000 M pohání dieselmotor a je také mobilní. A model L 2000 E je poháněn elektromotorem o výkonu 7,5 kW, je stacionární.



Obrázek 3: Bubnový třídič PEZZOLATO L 2000 [4]

Technické parametry:

Tabulka 7: Rozměry třídiče PEZZOLATO L 2000 [4]

Rozměry	
Délka	5800 mm
Šířka	2220 mm
Výška	2650 mm
Průměr bubnu	1100 mm
Hmotnost	1600 kg

Tabulka 8: Pohon třídiče PEZZOLATO L 2000 [4]

Pohon			
Typ	Elektrický	Spalovací	Vývod z hřídele traktoru
Výkon	7,5 kW	10 hp	-

Tabulka 9: Výkon třídiče PEZZOLATO L 2000 [4]

Výkon třídění	
Orientační výkon	15-25 t/h

4 Doplnění zadání

Budu navrhovat bubnový třídíč zeminy. Zaměřím se na snadné a efektivní plnění bubnu, zajistím relativní pohyb zeminy po sítu při současném pohybu v axiálním směru. Dále navrhnu elektrický pohon rotačního bubnu a zvolím jeho optimální otáčky. Zeminu budu třídit na tři velikostní frakce. Zajistím odvod jednotlivých tříděných frakcí skrz výsypky. Výkon celého třídíče budu dimenzovat na třicet tun za hodinu.

5 Konstrukční varianty bubnu

5.1 Varianta č. 1

Buben je poháněn elektromotorem přes středovou hřídel, která je po celé délce bubnu. Zrno se skrz násypku dopraví do vnitřního bubnu (žlutého). Tento buben bude mít velikost oka síta 10 milimetrů. Zrno o velikosti větší než 10 milimetrů nepropadne skrz síto, ale vypadne na konci vnitřního bubnu. Buben vnější (červený) bude mít velikost oka síta 5 milimetrů. Zrno o velikosti 5-10 milimetrů propadne vnitřním sítem, ale vnějším již nepropadne. Zrno o velikosti 5-10 milimetrů tedy vypadne na konci vnějšího bubnu. Zrno o velikosti menší než 5 milimetrů propadne přes obě síta.

1. Frakce: 10 mm a více
2. Frakce: 5-10 mm
3. Frakce: 5 mm a méně

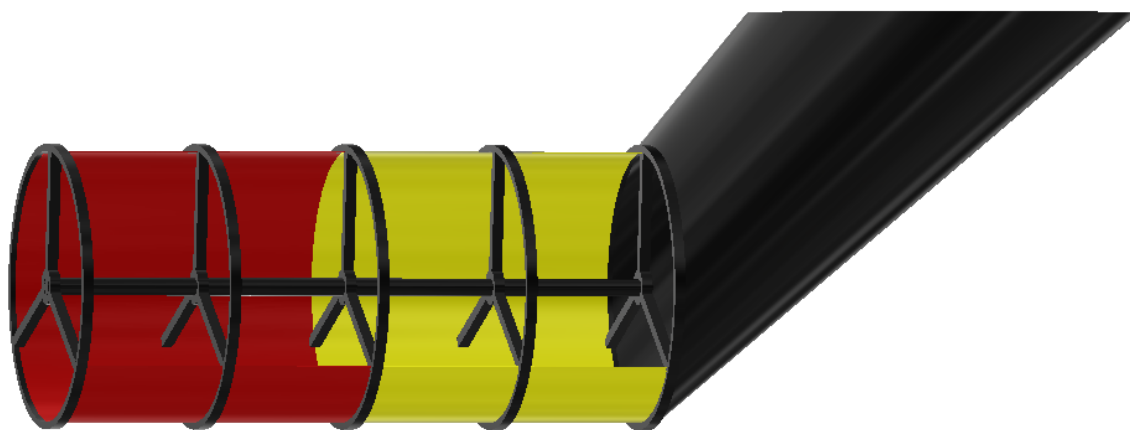


Obrázek 4: Varianta konstrukce bubnu č.1.

5.2 Varianta č. 2

Rotace tohoto bubnu by byla řešena stejně, jako v případě varianty č. 1. Skrz násypku se zrno dopraví do bubnu, ve kterém jsou za sebou dvě síta s různou velikostí frakce. První síto (žluté) má velikost ok 5 milimetrů, druhé síto (červené) má velikost ok 10 milimetrů. Zrno, o velikosti menší než 5 milimetrů, propadne hned prvním sítem. Zrno, o velikosti 5-10 milimetrů, projde prvním sítem a propadne druhým sítem. Zrna o velikosti větší než 10 milimetrů nepropadnou žádným sítem, vypadnou na konci bubnu.

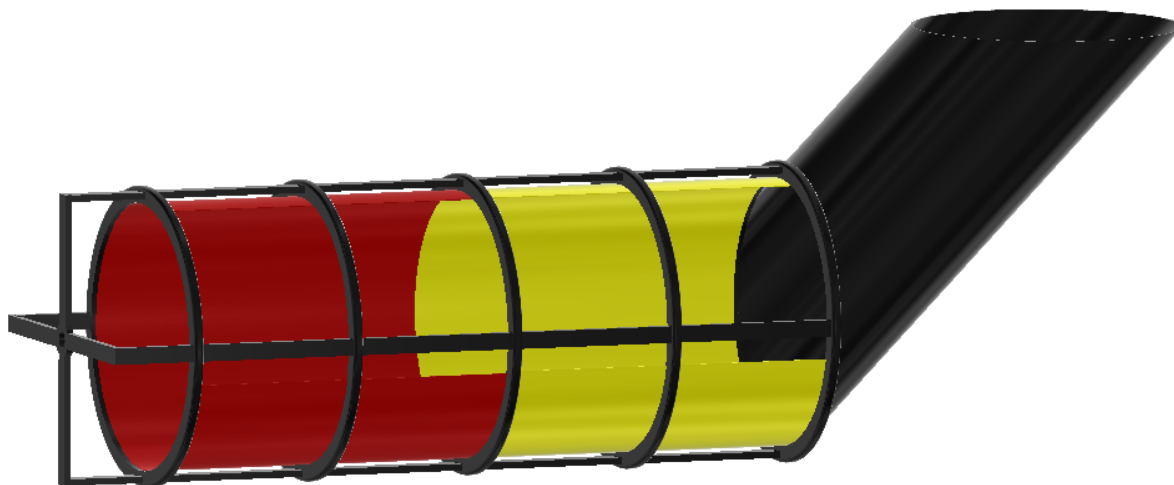
1. Frakce: 10 mm a více
2. Frakce: 5-10 mm
3. Frakce: 5 mm a méně



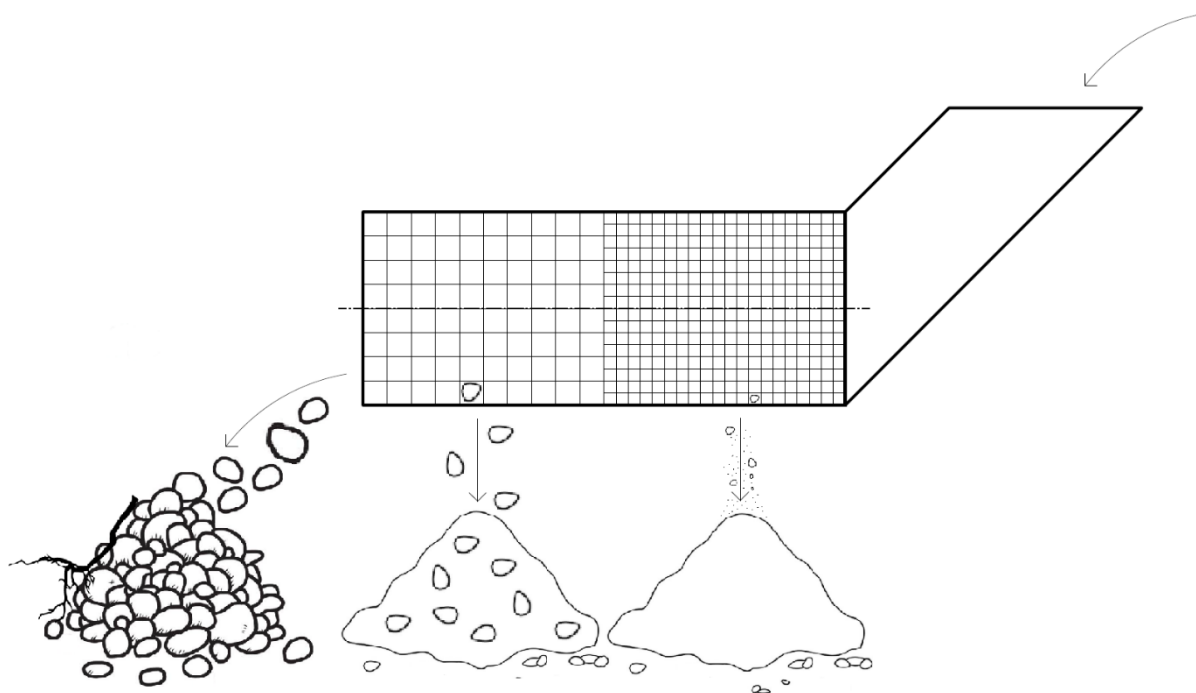
Obrázek 5: Varianta konstrukce bubnu č.2.

5.3 Varianta č. 3

Tenhle návrh je obdobný variantě č. 2, ale místo přenášení kroutícího momentu přes středovou hřídel, která je po celé délce bubnu, je zde středová hřídel napojena na vnější konstrukci bubnu, která zajistí rotaci.



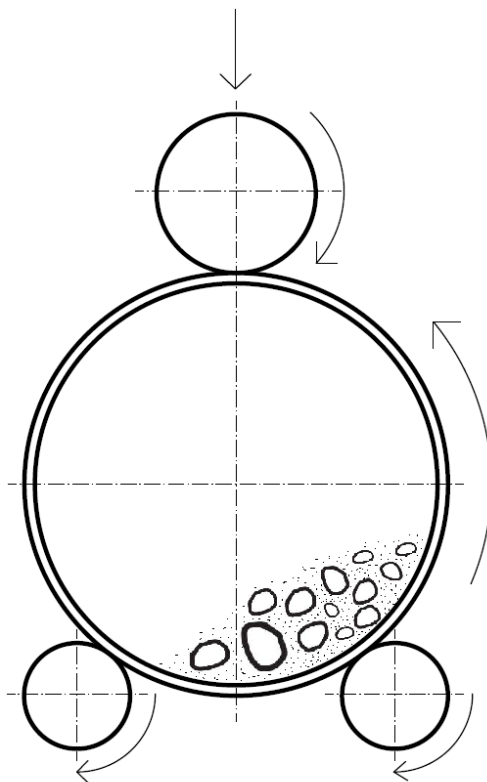
Obrázek 6: Varianta konstrukce bubnu č.3.



Obrázek 7: Schéma třídění na 3 frakce.

5.4 Varianta č. 4

V tomhle případě by se buben otáčel díky třecímu převodu z dvou hnacích válců, které by byly poháněny elektromotorem. Shora by byl buben přitlačován přitlačným válcem bez pohonu. Tento třídič by měl dvě síta (obdobně jako v varianty č. 2), díky kterým by bylo zajištěno třídění na 3 různé velikostní frakce.



Obrázek 8: Schéma varianty konstrukce bubnu č.4.

6 Výběr nejvhodnější varianty

V této kapitole se věnuji hlavním výhodám a nevýhodám u jednotlivých variant, hlavním kritériím a k nim přiděleným kritériálním hodnotám (1 – nejhorší, 3 –nejlepší).

Varianta č.1 má poměrně složitou konstrukci. Plní se pouze vnitřní buben, který má menší objem, oproti ostatním návrhům musí být rychlost plnění značně pomalejší. Upevnění frakčních sítí by v tomhle případě bylo také zbytečně složité.

Složitost konstrukce: 1

Rychlost plnění: 1

Upevnění frakčních sítí: 1

Přenos kroutícího momentu: 3

Varianta č.2 má jednodušší konstrukci. Buben má po celé délce stejný průměr, plnění by zpomalovala pouze středová konstrukce. Upevnění frakční sítě by bylo jen o trochu jednodušší než v předešlém návrhu.

Složitost konstrukce: 2

Rychlost plnění: 2

Upevnění frakčních sítí: 2

Přenos kroutícího momentu: 3

Varianta č.3 nemá poháněnou středovou hřídel uvnitř bubnu, jako tomu bylo v předešlých návrzích. Vnitřek bubnu je tedy prázdný a díky tomu se může materiál uvnitř bubnu pohybovat bez jakýchkoliv zábran.

Složitost konstrukce: 2

Rychlost plnění: 3

Upevnění frakčních sítí: 3

Přenos kroutícího momentu: 3

Varianta č.4 má také konstrukci mimo buben, plnění bubnu je tedy bez jakýchkoliv zábran. Rotace bubnu je zajištěna třecím převodem mezi hnacími válci a kruhovým rámem bubnu, mezi kterými bude nevyhnutelně docházet k prokluzu.

Složitost konstrukce: 2

Rychlost plnění: 3

Upevnění frakčních sít: 3

Přenos kroutícího momentu: 2

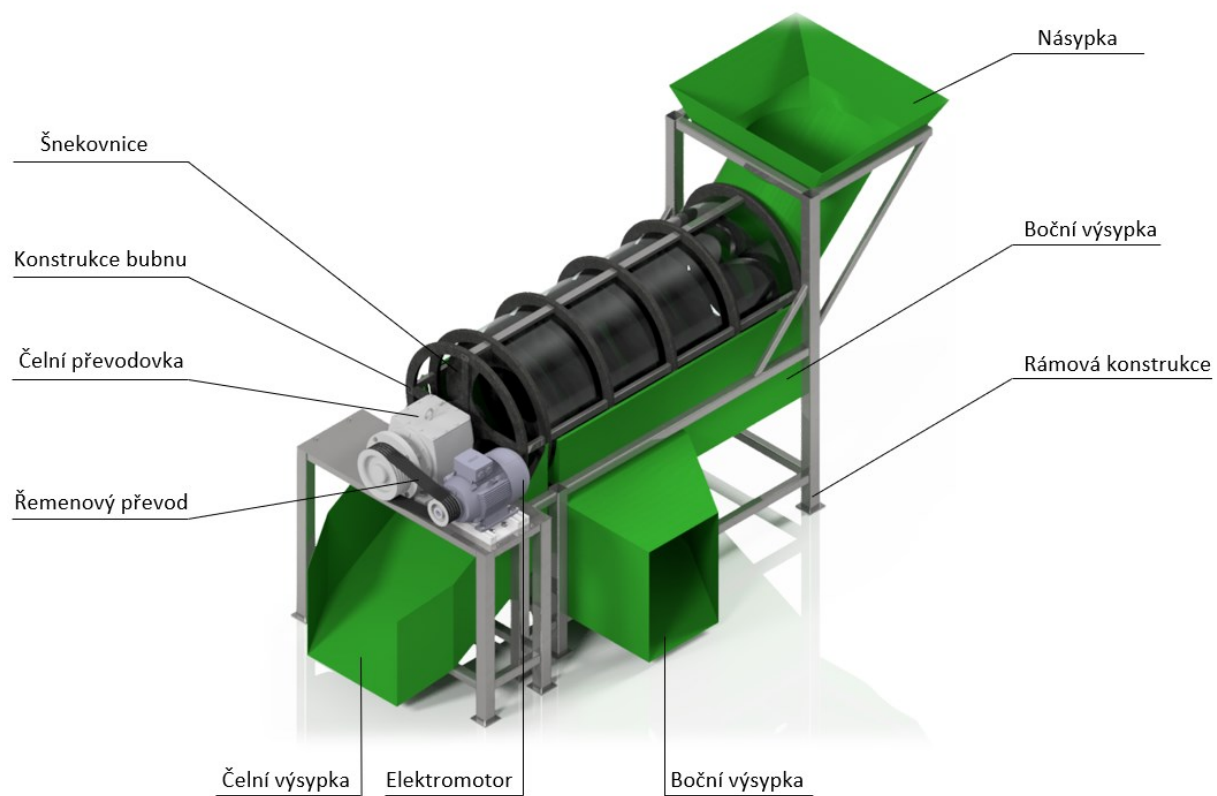
6.1 Vyhodnocení

Tabulka 10: Kriteriační body

	Varianta č.1	Varianta č.2	Varianta č.3	Varianta č.4
Složitost konstrukce	1	2	2	2
Rychlost plnění	1	2	3	3
Upevnění frakčních sít	1	2	3	3
Převod	3	3	3	2
Součet	5	9	11	10

Nejvíce kriteriačních bodů jsem přidělil variantě č. 3. V následující části se tedy budu věnovat detailnímu návrhu konstrukce a výpočtové části pouze této varianty.

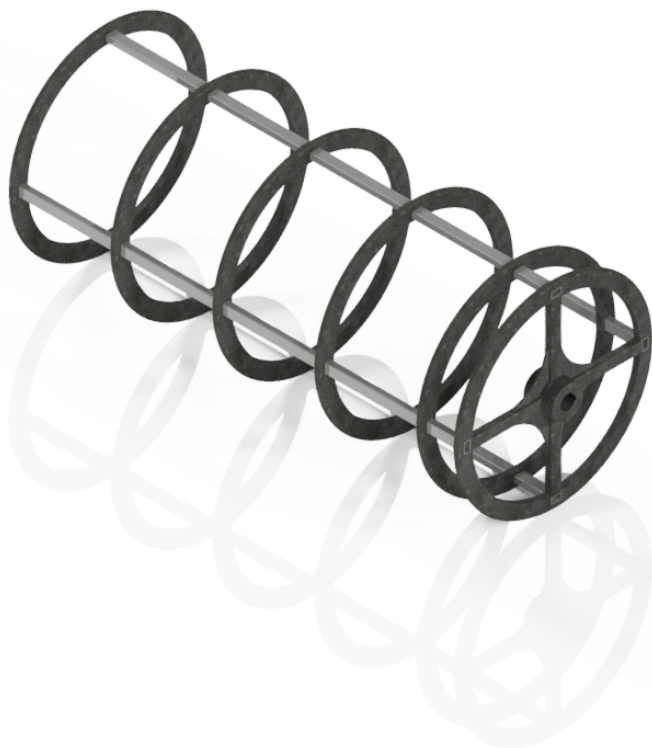
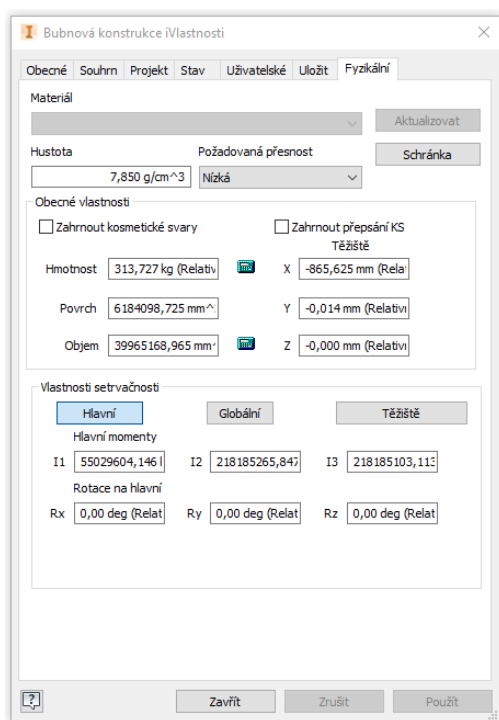
7 Návrh konstrukce



Obrázek 9: Bubnový třídič zeminy

7.1 Bubnová konstrukce

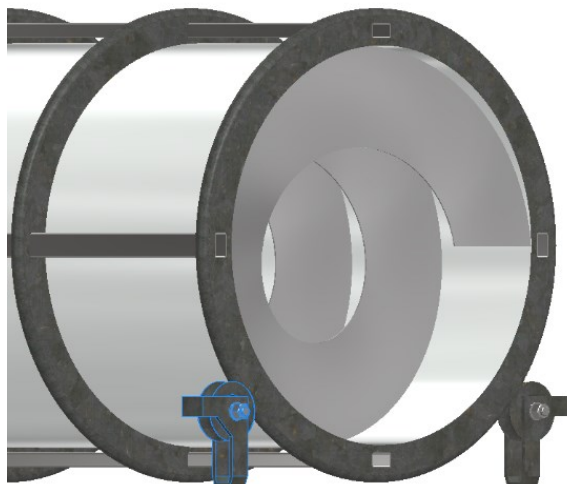
Jelikož buben nebude mít středovou hřídel po celé délce bubnu, kruhové rámy budou spojeny po obvodu čtyřmi uzavřenými profily o délce 2180 mm. Kruhové rámy budou mít vnější průměr 950 mm a vnitřní průměr 804 mm.



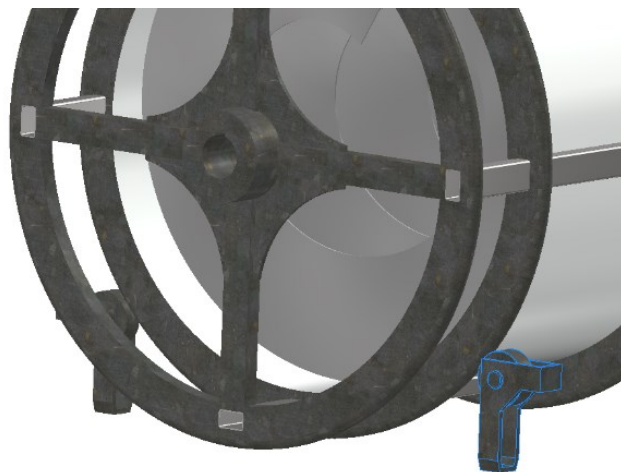
Obrázek 10: Hmotnost konstrukce bubnu vypočítána programem Autodesk Inventor Professional 2021

7.2 Uložení bubnu

Buben bude uložen ve dvou kladkách, které budou zachycovat jak radiální, tak i axiální sílu vyvolanou obvodovou šnekovnicí, která bude posouvat zeminu. Dále bude buben položen na dvou válečcích, které budou zachycovat radiální síly a zanedbatelnou axiální sílu.



Obrázek 11: Uložení bubnu na kladkách



Obrázek 12: Uložení bubnu na válečcích

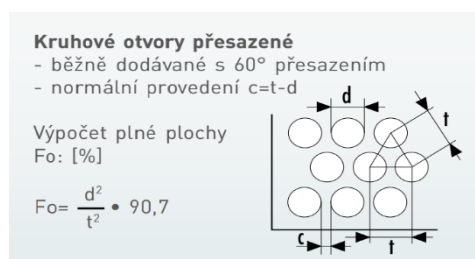
7.3 Volba frakčních sít

Pro třídění zeminy na 3 frakce je nutné navrhnout dvě frakční síta o různé okatosti. Jelikož se zemina bude třídit na frakce o velikostech méně než pět milimetrů, pět až deset milimetrů, a deset a více milimetrů, velikost ok musí být pět a deset milimetrů.

Z katalogu od firmy EURO SITEX S.R.O. volím děrovaný plech o dvou různých okatostech. Děrovaný plech je dodáváný v rolích o maximální šířce 1000 mm a libovolné délce. [5]

Tabulka 11: Rozměry frakčních sít

Frakce	Velikost oka d [mm]	Síla plechu s [mm]	Rozteč t [mm]	Plná plocha p [%]	Délka L [mm]	Šířka š [mm]
1.	5	2	8	35	2513	1000
2.	10	2	14	46	2513	1000



Obrázek 13: Rozložení ok [5]

7.3.1 Výpočet hmotnosti sít

Sítem první i druhé frakce bude plech o rozměrech 1000x2513x2 mm. Objem síta vypočítám tak, že plný objem vynásobím plností plechu. Vynásobením tohoto objemu hustotou získám hmotnost prvního frakčního síta. Stejným způsobem vypočítám hmotnost druhého síta.

Plnost síta první frakce:

$$p_1 = \frac{d_1^2}{t_1^2} \cdot 90,7 = \frac{5^2}{8^2} \cdot 90,7 = 35,43 \text{ [%]} \quad (1)$$

Hmotnost síta první frakce:

$$m_{f1} = \frac{s \cdot L \cdot \dot{s} \cdot p_1 \cdot \rho}{10^9} = \frac{2 \cdot 2513 \cdot 1000 \cdot 0,35 \cdot 7850}{10^9} = 13,8 \text{ [kg]} \quad (2)$$

ρ – hustota plechu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Plnost síta druhé frakce:

$$p_2 = \frac{d_2^2}{t_2^2} \cdot 90,7 = \frac{10^2}{14^2} \cdot 90,7 = 46,28 [\%] \quad (3)$$

Hmotnost síta druhé frakce:

$$m_{f2} = \frac{s \cdot L \cdot \check{s} \cdot p_2 \cdot \rho}{10^9} = \frac{2 \cdot 2513 \cdot 1000 \cdot 0,46 \cdot 7850}{10^9} = 18,15 [kg] \quad (4)$$

Celková hmotnost sít:

$$m_{fs} = m_{f1} + m_{f2} = 13,8 + 18,15 = 31,95 [kg] \quad (5)$$

7.4 Návrh otáček bubnu

Pro správné protřídění zeminy je nutné zvolit optimální otáčky bubnu. Kdyby se buben otáčel příliš rychle, zemina by vlivem odstředivé síly přilnula k obvodu bubnu. V případě nízkých otáček by třídění nebylo efektivní. Z tohoto důvodu je důležité správně zvolit otáčky bubnu n_B . Optimální otáčky se volí jako 25 až 45 procent z kritické rychlosti otáček n_{kr} [6]. Kritická rychlost otáček je rychlost, při které se vyrovná gravitační a odstředivá síla zrna. Při jejím překročení zrno přilne na buben [7].

Z kritické úhlové rychlosti ω_{kr} se za použití klasického vzorce pro úhlovou rychlost dají vyjádřit a následně vypočítat kritické otáčky n_{kr} .

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{g}{R}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,4}} = 4,95 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6)$$

$$\omega_{kr} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{kr}}{60} \quad (7)$$

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot \omega_{kr}}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot \sqrt{\frac{g}{R}}}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot \sqrt{\frac{9,81}{0,4}}}{2 \cdot \pi} = 47,29 \text{ [min}^{-1}] \quad (8)$$

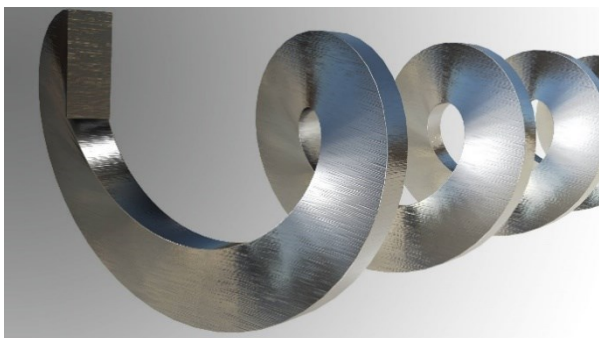
$$n_B = (0,25 \div 0,45) \cdot n_{kr} = 0,35 \cdot n_{kr} = 0,35 \cdot 47,29 = 16,55 \text{ [min}^{-1}] \quad (9)$$

Otáčky bubnu zaokrouhlím na 17 otáček za minutu.

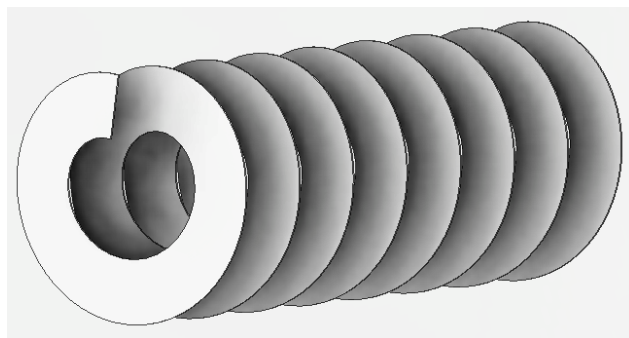
7.5 Návrh šnekovnice

Buben bude uložen vodorovně. Jediným členem, který bude zajišťovat pohyb zeminy v axiálním směru, je šnekovnice. Je důležité navrhnout správné stoupání této šnekovnice, aby byl zajištěn posun zeminy v bubnu.

Funkce šnekovnice bude podobná k funkci bezosého spirálového dopravníku. Lišit se budou v tom, že šnekovnice bude po obvodě pevně spojena s bubnem a díky tomu může být tloušťka o poznání menší, na rozdíl od bezosého spirálového dopravníku, který musí mít větší tloušťku, aby si udržel tvar během dopravy materiálu.



Obrázek 15: Robustní bezosý spirálový dopravník od firmy RATAJ a.s. [8]



Obrázek 14: Návrh šnekovnice pro bubnový třídič zeminy

7.5.1 Výpočet stoupání šnekovnice:

Jelikož navrhují třídič s třídícím výkonem $Q_m = 30 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ a je známa hustota zeminy ρ_v [9], lze snadno dopočítat objemový výkon třídiče Q_v . Dále pak ze vzorce pro dopravované množství dopravníku lze vyjádřit a následně vypočítat stoupání šnekovnice s . [9]

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} = \frac{30000}{1280} = 23,44 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (10)$$

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} \cdot s \cdot \Psi \cdot \frac{n_B}{60} \cdot C_H \quad (11)$$

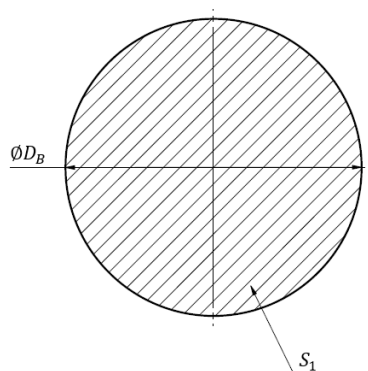
Ψ – součinitel plnění bubnu [10]

C_H = Sklon bubnu (pro 0° $C_H = 1$)

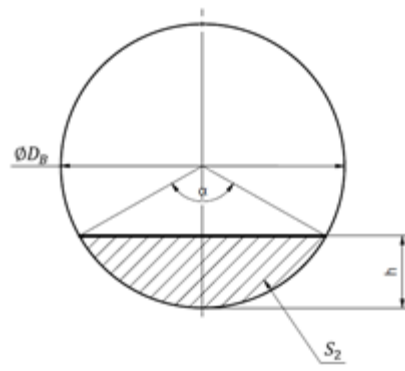
$$s = \frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot D_B^2 \cdot \Psi \cdot n_B \cdot C_H} = \frac{4 \cdot 23,44}{3600 \cdot \pi \cdot 0,8^2 \cdot 0,2 \cdot \frac{17}{60} \cdot 1} = 0,23 [\text{m}] \quad (12)$$

7.5.2 Výška šnekovnice

Dle součinitele plnění zeminou [10] bude buben zaplněn maximálně z dvaceti procent. Při výpočtu výšky spirály budu vycházet z rozložení zeminy v bubnu, který se nebude otáčet. V tomhle případě bude zemina v bubnu rozložená rovnoměrně dle obrázku 17.



Obrázek 17: Buben zcela zaplněný zeminou



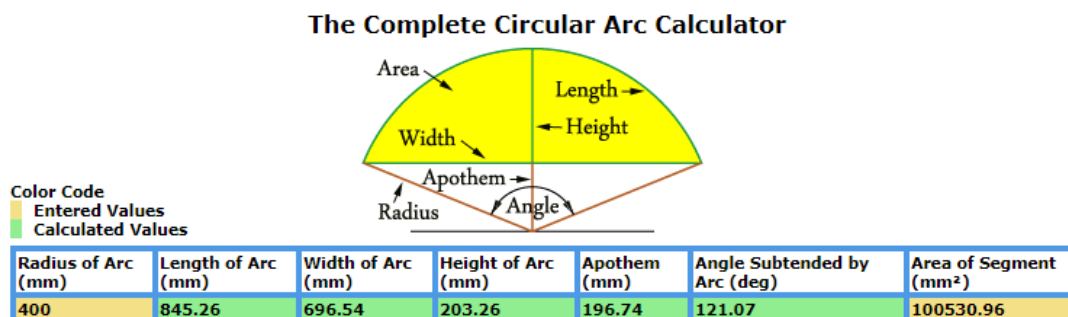
Obrázek 16: Buben zaplněný zeminou z 20%

Plochu průmětu plně zaplněného bubnu S_1 vynásobím součinitelem plnění bubnu Ψ a získám obsah průmětu plochy bubnu S_2 zaplněného z 20 %.

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 800^2}{4} = 502654,52 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (13)$$

$$S_2 = S_1 \cdot \Psi = 502654,52 \cdot 0,2 = 100530,96 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (14)$$

Z průměru bubnu a obsahu kruhové úseče S_2 lze pomocí matematického kalkulátoru dopočítat výšku h , která v tomhle případě bude rovna výšce šnekovnice.

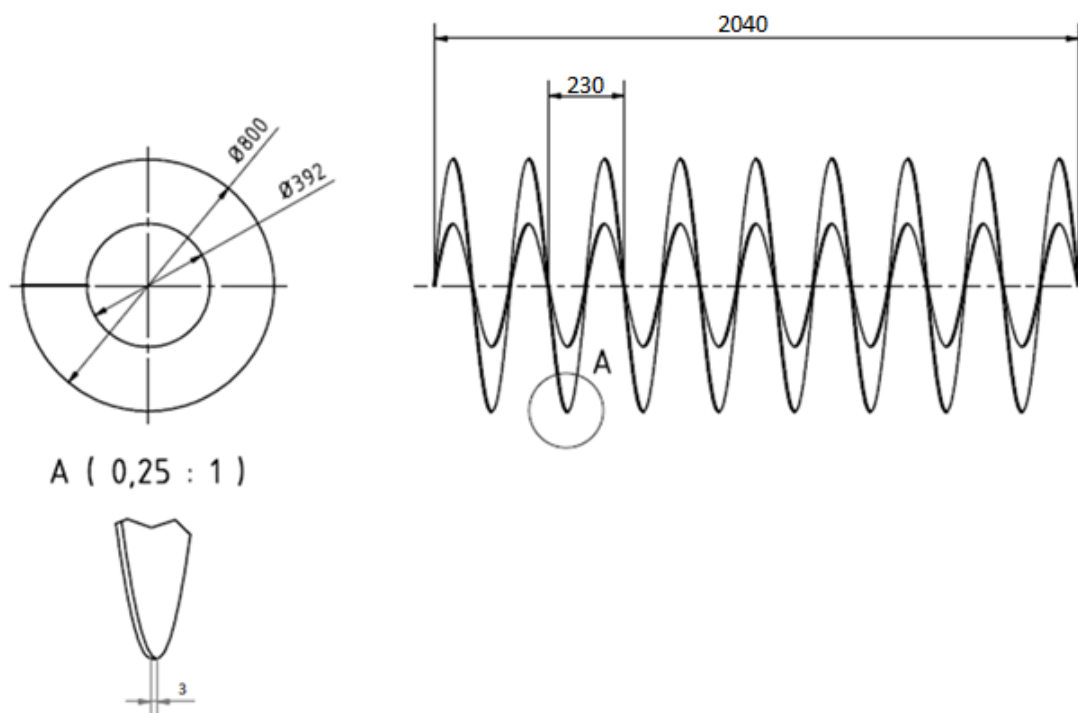


Obrázek 18: Výpočet výšky kalkulátorem Handymath [11].

Výšku spirály tedy volím 204 mm.

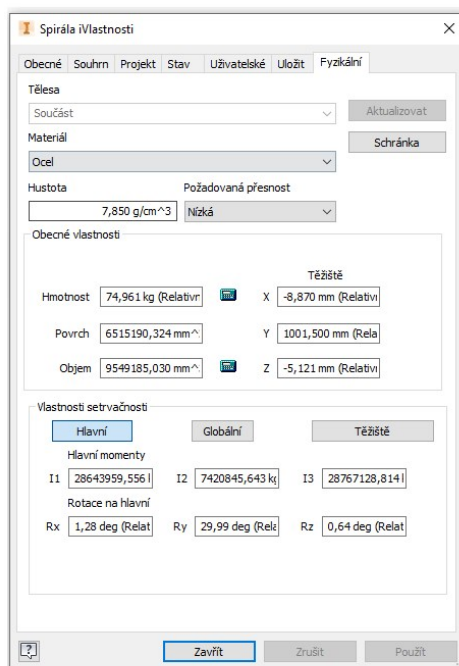
7.5.3 Délka šnekovnice

Aby po třídění zeminy v bubnu nezůstala nahromaděná zemina v žádném místě, šnekovnice bude po celé délce bubnu. Bude tedy 2040 milimetrů dlouhá.



Obrázek 19: Rozměry obvodové šnekovnice

7.5.4 Hmotnost šnekovnice



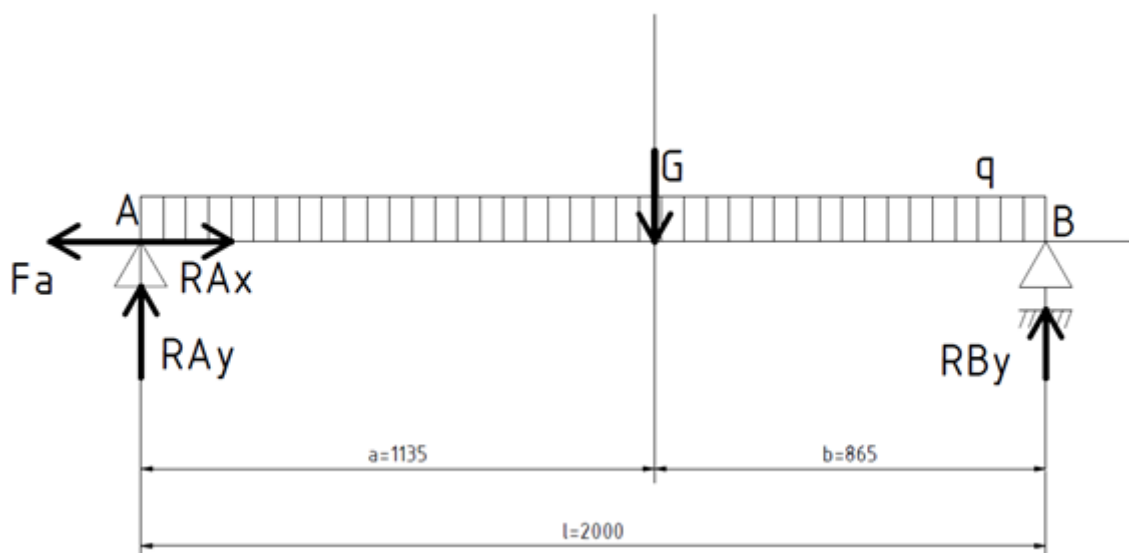
Obrázek 20: : Hmotnost šnekovnice vypočítána programem Autodesk Inventor Professional 2021

7.6 Návrh ložisek

Na ložiska v kladkách bude působit jak síla radiální od zatížení konstrukce bubnu a zeminy, tak i axiální síla, která bude vyvolána šnekovnicí, která zajišťuje pohyb zeminy v axiálním směru. Na ložiska ve válečcích bude působit radiální síla od zatížení konstrukcí bubnu a zeminou, axiální síla bude zanedbatelná.

7.6.1 Výpočet reakcí:

Na obrázku 22 podpora A představuje kladky, podpora B znázorňuje válečky. Síly v radiálním směru jsou tíha G , která vzniká od hmotnosti bubnové konstrukce, síta a šnekovnice a spojitě zatížení q , kterýmž bylo nahrazeno maximální zaplnění bubnu zeminou. Proti těmto radiálním silám působí reakční síly RA_y a RB_y . V axiálním směru se vyskytuje síla F_a , která je vyvolaná šnekovnicí. Proti této síle působí reakční síla kladky, resp. ložiska RA_x .



Obrázek 21: Schéma rozložení sil

$$m_c = m_b + m_{fs} + m_s = 313,7 + 31,95 + 74,96 = 420,61 \text{ [kg]} \quad (15)$$

m_c – hmotnost celkové konstrukce bubnu

$$G = m_c \cdot g = 420,61 \cdot 9,81 = 4126,18 \text{ [N]} \quad (16)$$

$$q = \frac{Q}{l} = \frac{m_z \cdot g}{l} = \frac{227 \cdot 9,81}{2000} = 1,11 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (17)$$

Výpočet axiální síly:

$$F_a = \frac{M_{k3}}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{3038}{0,32 \cdot \operatorname{tg}(5,23 + 45)} = 7901,48 \text{ [N]} \quad (18)$$

M_{k3} – kroutící moment na výstupu z převodovky (viz. str 43)

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D_s}{2} = 0,8 \cdot \frac{0,8}{2} = 0,32 \text{ [m]} \quad (19)$$

R_s = účinný poloměr

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{2 \cdot \pi \cdot R}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,23}{2 \cdot \pi \cdot 0,4}\right) = 5,23 \text{ [°]} \quad (20)$$

α = úhel stoupání šnekovnice

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f_{z-o}) = 45 \text{ [°]} \quad (21)$$

φ = třecí úhel mezi zeminou a ocelí [12]

$$\sum \operatorname{Fix}: 0 = RA_x - F_a \quad (22)$$

$$RA_x = F_a = 7901,48 \text{ [N]} \quad (23)$$

$$\sum \operatorname{MiA}: 0 = G \cdot a - RB_y \cdot l + q \cdot l \cdot \frac{l}{2} \quad (24)$$

$$RB_y = \frac{G \cdot a - q \cdot l \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{4126,18 \cdot 1135 + 1,11 \cdot 2000 \cdot \frac{2000}{2}}{2000} = 3451,61 \text{ [N]} \quad (25)$$

$$\sum \operatorname{Fiy}: 0 = RA_y - G - q \cdot l + RB_y \quad (26)$$

$$RA_y = G + q \cdot l - RB_y = 4126,18 + 1,11 \cdot 2000 - 3447,49 = 2898,69 \text{ [N]} \quad (27)$$

7.6.2 Volba ložisek v kladkách a výpočet životnosti

Na ložisko v kladce působí radiální i axiální síla zároveň, proto volím jednořadé ložisko od firmy ZKL, a. s. s 40° kosoúhlým stykem 7204AA. [13]

Axiální síla FA_x působící na jedno ložisko v kladce:

$$FA_x = \frac{RA_x}{i} = \frac{7901,48}{2} = 3950,74 \text{ [N]} \quad (28)$$

i = počet kladek

Radiální síla FA_y působící na ložisko v kladce:

$$FA_y = \frac{RA_y}{i} = \frac{2898,69}{2} = 1449,35[N] \quad (29)$$

Jelikož na ložisko působí axiální i radiální síla zároveň, pro výpočet trvanlivosti převedeme tyto síly na radiální ekvivalentní sílu při dynamickém zatížení P_r . K tomuto převedení je třeba znát koeficient radiálního zatížení X a koeficient axiálního zatížení Y, které zjistím z tabulky 12.

Tabulka 12: Koeficienty radiálního a axiálního zatížení [14]

Typ ložiska			„Relativní axiální zatížení“ 1), 2)		Jednořadá ložiska				Dvouřadá ložiska				e
					$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
					X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	$\alpha = 20^\circ$	—	—	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57	
	$\alpha = 25^\circ$	—	—			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68	
	$\alpha = 30^\circ$	—	—			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80	
	$\alpha = 35^\circ$	—	—			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95	
	$\alpha = 40^\circ$	—	—			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14	
	$\alpha = 45^\circ$	—	—			0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34	
Kuličková ložiska naklápěcí				1	0	0,4	0,4 ctg α	1	0,42 ctg α	0,65	0,65 ctg α	1,5 tg α	
Kuličková ložiska jednořadá rozebiratelná				1	0	0,5	2,5	—	—	—	—	0,2	

¹⁾ Dovolená maximální hodnota závisí na konstrukci ložiska (vůli v ložisku a hloubce žlábků oběžné dráhy). Použití prvního nebo druhého sloupce je závislé na dostupných informacích.

²⁾ Hodnoty X, Y, e pro hodnoty, které jsou v rozmezí hodnot „relativního axiálního zatížení“ a (nebo) úhlu styku, se stanoví lineární interpolací.

³⁾ Hodnoty f_0 – viz ISO 76.

Výpočet radiální ekvivalentní síly při dynamickém zatížení:

$$P_r = X \cdot FA_y + Y \cdot FA_x = 0,35 \cdot 1449,35 + 0,57 \cdot 3950,74 = 2759,19 [N] \quad (30)$$

Výpočet základní trvanlivost:

$$L_{10-1} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{16388}{2759,92}\right)^3 = 207,61 \cdot 10^6 [ot.] \quad (31)$$

C – základní dynamická únosnost [13]

p – mocnitel pro kuličková ložiska [13]

Pro výpočet základní trvanlivosti v hodinách je nutné vypočítat počet otáček ložiska n_l . Ložisko se bude otáčet stejnou rychlostí jako kladka.

Výpočet otáček kladky, resp. ložiska:

$$n_l = \frac{D_{BV}}{D_K} \cdot n_b = \frac{950}{90} \cdot 17 = 179,4 [ot \cdot min^{-1}] \quad (32)$$

D_{BV} – Průměr bubnu vnější [mm]

D_K – Průměr kladky v místě dotyku s kruhovým rámem bubnu [mm]

Životnost ložiska v hodinách:

$$L_{10h-1} = \frac{L_{10-1}}{60 \cdot n_l} = \frac{207,61 \cdot 10^6}{60 \cdot 179,4} = 19287,6 [h] \quad (33)$$

7.6.3 Volba ložisek ve válečcích

Pro lepší vystředění budou v každém válečku dvě ložiska. Síla FB_y působící na jedno ložisko bude rovna podílu reakční síly v podpoře B s počtem ložisek i .

$$FB_y = \frac{RB_y}{i} = \frac{3451,61}{4} = 862,91 \text{ [N]} \quad (32)$$

Jelikož na váleček bude působit jen zanedbatelná axiální síla, volím jednořadé radiální kuličkové ložisko 6204 také od firmy ZKL, a. s. [15]

Výpočet životnosti ložiska:

$$L_{10-2} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{12774}{862,91}\right)^3 \cdot 10^6 = 3244,11 \cdot 10^6 \text{ [ot.]} \quad (33)$$

Výpočet životnost ložiska v hodinách:

$$L_{10h-2} = \frac{L_{10-2}}{60 \cdot n_l} = \frac{3244,11 \cdot 10^6}{60 \cdot 179,4} = 301385,17 \text{ [h]} \quad (34)$$

7.7 Kontrola čepů

Čepy budou nejvíce namáhané pod kladkou, a to radiální silou FA_y . Průměr čepu bude shodný s vnitřním průměrem ložiska.

$$\varnothing D_{\xi} = 20 \text{ [mm]}$$

Materiál čepu bude 11 500.

7.7.1 Kontrola čepu na stříh

Čep budu kontrolovat na stříh tak, že vypočítám smykové napětí τ_S čepu a porovnáám jej s dovoleným smykovým napětím τ_{DS} pro materiál čepu.

$$\tau_S = \frac{FA_y}{2 \cdot S} = \frac{1449,35}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\xi}^2}{4}} = 2,31 \text{ [MPa]} \quad (35)$$

$$\tau_{DS} = \frac{Re}{k} = \frac{275}{2,5} = 110 \text{ [MPa]} \quad (36)$$

k – bezpečnost se udává v rozmezí (1,5 ÷ 2,5). Volím největší hodnotu, tedy 2,5

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \quad (37)$$

$$2,31 \leq 110 \quad (38)$$

Podmínka platí. Můžeme usoudit, že čep je silně předimenzován.

7.8 Výpočet výkonu třídiče

Potřebný minimální výkon vypočítám jako součet všech momentů, které budou nutné na překonání odporů pro rotaci bubnu.

M_1 Moment potřebný pro překonání valivého odporu mezi kladkou a rámem bubnu:

Při výpočtu tohoto momentu budu vycházet z klasického výpočtu momentu valivého tření, který znázorňuje válení tělesa po rovině. Protože se v mém případě budou po sobě navzájem valit dvě válcové součásti (kruhový rám bubnu a kladka/váleček), bude rameno valivého odporu ξ větší. Proto jej zvětším v poměru poloměru kladky/válečku a náhradního poloměru $r_{náhr}$. [16]

$$r_{náhr} = \frac{r_{bvnější} \cdot r_k}{r_{bvnější} + r_k} = \frac{0,475 \cdot 0,045}{0,475 + 0,045} = 0,041 [mm] \quad (39)$$

$$M_1 = \frac{FA_y}{\cos(\gamma_d)} \cdot \xi \cdot \frac{r_k}{r_{náhr}} = \frac{1449,35}{\cos(70)} \cdot 0,00005 \cdot \frac{0,045}{0,041} = 0,23 [N \cdot m] \quad (40)$$

γ_d = úhel dotyku kladky a bubnu

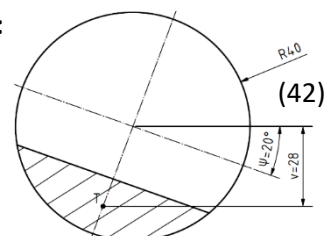
M_2 Moment potřebný pro překonání valivého odporu mezi válečkem a rámem bubnu:

$$M_2 = \frac{FB_y}{\cos(\gamma_d)} \cdot \xi \cdot \frac{r_k}{r_{náhr}} = \frac{862,91}{\cos(0)} \cdot 0,00005 \cdot \frac{0,045}{0,041} = 0,05 [N \cdot m] \quad (41)$$

M_3 Moment potřebný pro překonání třecích sil mezi zeminou a sítím:

$$M_3 = f_{z-o} \cdot \frac{D_B}{2} \cdot m_z \cdot g = 1 \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 227 \cdot 9,81 = 890,75 [N \cdot m]$$

f_{z-o} = součinitel tření mezi zeminou a ocelovým sítím [–]



Obrázek 22: Těžiště

M_4 Moment potřebný pro zdvih zeminy:

$$M_4 = m_z \cdot g \cdot v \cdot \sin(\Psi_D) = 227 \cdot 9,81 \cdot 0,28 \cdot \sin(20) = 213,26 [N \cdot m] \quad (43)$$

v = výška těžiště zeminy

Ψ_D = sypný úhel zeminy

Dalšími momenty, které musí být překonány, jsou momenty celkového tření v ložisku. Na tyto momenty má vliv moment valivého tření, moment smykového tření a moment způsobený broděním. Jelikož tenhle moment bude zanedbatelný oproti velikosti ostatních momentů, provedu pouze odhad třecího momentu podle firmy ZKL a.s. [16].

M_5 Moment potřebný pro překonání třecích sil v kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem:

$$M_5 = 0,5 \cdot \mu_k \cdot P_r \cdot d = 0,5 \cdot 0,002 \cdot 2759,19 \cdot 0,02 = 0,06 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (44)$$

M_6 Moment potřebný pro překonání třecích sil v kuličkovém ložisku:

$$M_6 = 0,5 \cdot \mu \cdot FB_y \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 862,91 \cdot 0,02 = 0,01 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (45)$$

Celkový potřebný moment:

$$\begin{aligned} M_c &= 2 \cdot M_1 + 2 \cdot M_2 + M_3 + M_4 + 2 \cdot M_5 + 4 \cdot M_6 = \\ &= 2 \cdot 0,23 + 2 \cdot 0,05 + 890,75 + 213,26 + 2 \cdot 0,06 + 4 \cdot 0,01 = 1104,73 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned} \quad (46)$$

7.8.1 Potřebný výkon elektromotoru

Ze vzorce pro výpočet kroutícího momentu vyjádřím výkon P . Tento výkon vydělím účinností všech prvků, ve kterých vznikají ztráty.

$$M_c = \frac{P}{\omega_B} \Rightarrow P = M_c \cdot \omega_B = M_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_B \quad (47)$$

$$P = \frac{M_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_B}{\eta_{\text{čp}} \cdot \eta_{\text{ř}} \cdot \eta_m} = \frac{1104,73 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{17}{60}}{0,985 \cdot 0,92 \cdot 0,83} = 2610 \text{ [W]} = 2,61 \text{ [kW]} \quad (48)$$

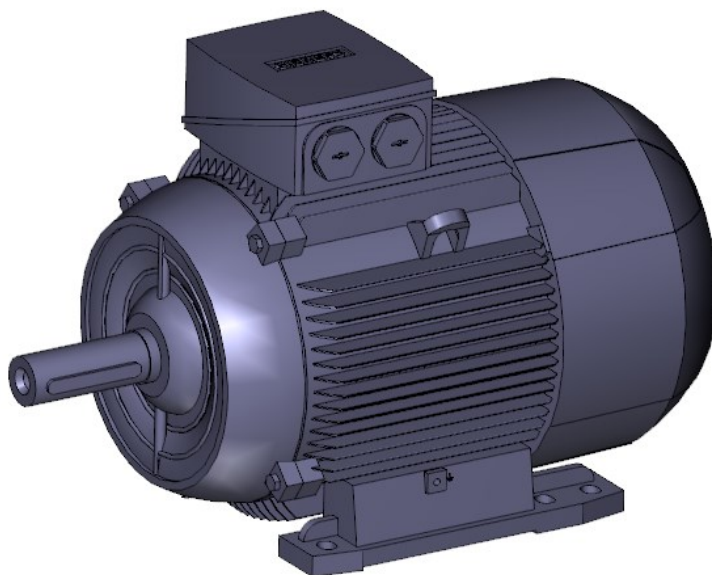
$\eta_{\text{čp}}$ – účinnost čelní převodovky [–][19]

$\eta_{\text{ř}}$ – účinnost řemenového převodu [–][17]

η_m – účinnost elektromotoru [–][18]

7.9 Volba elektromotoru

Minimální výkon elektromotoru, který je potřebný pro rotaci bubnu, je 2,61 [kW]. Pro třídič zeminy volím elektromotor s víc jak dvojnásobnou rezervou. Volím elektromotor od značky Siemens s označením 1LC160M2-8 o výkonu $P_1 = 5,5$ [kW] a otáčkách $n_1 = 730$ [ot · min⁻¹]. [18]



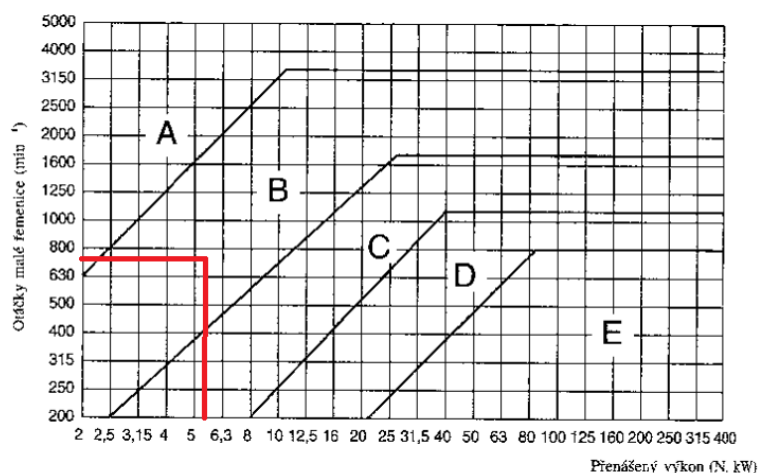
Obrázek 23: Elektromotor 1LC160M2-8 o výkonu 5,5kW [18]

7.10 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod jsem zvolil hlavně z důvodu pojištění celkového převodového mechanismu. V případě, ve kterém by se buben zablokoval, řemen by začal prokluzovat a tím by se předešlo poškození významnějších členů mechanismu, jako je například čelní převodovka nebo elektromotor. Řemen bude přenášet otáčky $n_1 = 730 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ a výkon $P_1 = 5,5 \text{ [kW]}$. Budu se snažit otáčky snížit na polovinu, budu tedy navrhovat převodové číslo převodu $i = 2 [-]$.

7.10.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Z obrázku 25 podle ČSN 02 3111 volím normalizovanou velikost průřezu řemene typu B.



Obrázek 24: Závislost otáček malé řemenice na přenášeném výkonu [14]

7.10.2 Volba výpočtového průměru řemenic

Minimální normalizovaný výpočtový průměr malé řemenice:

$$D_{min} = 125 \text{ [mm]}$$

Maximální výpočtový průměr malé (hnací) řemenice:

$$D_{1max} = \frac{v_{1MAX}}{\pi \cdot \frac{n_1}{60}} = \frac{25000}{\pi \cdot \frac{730}{60}} = 654,06 \text{ [mm]} \quad (49)$$

v_{1MAX} – obvodová rychlost, pro řemen klasického průřezu v industriálním provedení je rychlost $25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Volba průměru malé řemenice:

Musí platit podmínka: $D_{min} \leq D_1 \leq D_{1max}$

Volím normalizovaný výpočtový průměr malé řemenice $D_1 = 150 \text{ [mm]}$

Průměr velké (hnané) řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i = 150 \cdot 2 = 300 \text{ [mm]} \quad (50)$$

i = ideální převodové číslo

7.10.3 Výpočet skutečného převodového čísla

V každém řemenovém převodu je alespoň drobný prokluz řemene v klínové drážce. Proto je třeba vypočítat skutečné převodové číslo i_{sk} , u kterého se bere v potaz součinitel pružného skluzu s_p . U klínové řemene industriál má tento součinitel hodnotu 0,02 [-].[20]

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{300}{150 \cdot (1 - 0,02)} = 2,04 [-] \quad (51)$$

7.10.4 Předběžný návrh osově vzdálenosti

Nejprve je třeba navrhnout předběžnou osovou vzdálenost řemenic. Osová vzdálenost řemenic musí být v rozmezí minimální osově vzdálenosti A_{min} a maximální osově vzdálenosti A_{max} , které se určí podle vztahu (49) a (50). [20]

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (300 - 150) = 106,07 [mm] \quad (52)$$

$$A_{max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (150 + 300) = 900 [mm] \quad (53)$$

Předběžně navrhuji osovou vzdálenost řemenic $A = 500 [mm]$.

7.10.5 Určení délky řemene

V této části vypočítám délku řemene pro předběžně zvolenou osovou vzdálenost řemenic dle vztahu (51). Jelikož tato délka řemene nebude normalizována a z důvodu finanční stránky a složitosti výroby je v mém zájmu je volit především normalizované strojní součásti, zvolím nejbližší nižší normalizovanou délku řemene a v následující části vypočítám skutečnou osovou vzdálenost řemenic.

$$\cos \frac{\alpha_O}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \Rightarrow \alpha_O = 2 \cdot \arccos \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = 2 \cdot \arccos \frac{300 - 150}{2 \cdot 500} = 162,75 [^\circ] \quad (54)$$

α_O = úhel opásání řemenice

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha_O}{2} = 90 - \frac{162,75}{2} = 8,63 [^\circ] \quad (55)$$

γ = doplňkový úhel

$$\begin{aligned} L'_P &= 2 \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha_O}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) = \\ &= 2 \cdot 500 \cdot \sin\left(\frac{162,75}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (150 + 300) + \frac{\pi \cdot 8,63}{180} \cdot (300 - 150) = 1718,14 [mm] \end{aligned} \quad (56)$$

L'_P = Výpočtená délka řemen

Dle ČSN 02 3110 volím délku řemene $L_P = 1600 [mm]$

7.10.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2}} =$$

$$= \frac{1,04 \cdot 1600 - \frac{\pi}{2} \cdot (150 + 300) - \frac{\pi \cdot 8,63}{180} \cdot (300 - 150)}{2 \cdot \sin \frac{162,75}{2}} = 472,62 \text{ [mm]} \quad (57)$$

7.10.7 Stanovení potřebného počtu řemenů

Je nutné zvolit správný počet K řemenů, které společně dokážou přenést výkon P_1 . Výpočet počtu potřebných řemenů je dán vztahem (55), který závislý na již zmíněném přenášeném výkonu P_1 , skutečném výkonu přenášeném jedním řemenem N_p a součiniteli počtů řemenů v převodu C_k . Skutečný výkon přenášený jedním řemenem je dále závislý na jmenovitém výkonu převodu s jedním řemenem N_0 , součiniteli opásání malé řemenice C_α , součiniteli vlivu délky řemene C_L a součiniteli dynamičnosti a pracovního režimu C_p . [14]

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{5,5}{1,37 \cdot 0,9} = 4,4 [-] \Rightarrow 5 \text{ řemenů} \quad (58)$$

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 2,03 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,93}{1,3} = 1,39 [-] \quad (59)$$

7.10.8 Kontrola životnosti řemene

U kontroly životnosti řemene se porovnává ohybová frekvence řemene f_0 s dovolenou ohybovou frekvencí řemene f_{0D} dle vztahu (58). Pro tento vztah musíme také znát obvodovou rychlost řemene (57) v místě výpočtového průměru malé řemenice. Ohybová frekvence udává počet ohybů řemene za sekundu a vypočítá se dle vztahu (59). Dovolená ohybová frekvence pro klikový řemen klasického průřezu je 40 ohybů za sekundu. [20]

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,150 \cdot 730}{60} = 5,73 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (60)$$

$$f_0 = \frac{v_1 \cdot 1000 \cdot k}{L_p} \leq f_{0D} \quad (61)$$

$$f_0 = \frac{5,73 \cdot 1000 \cdot 2}{1400} = 8,19 \text{ [s}^{-1}] \quad (62)$$

Jelikož je ohybová frekvence řemene f_0 menší než dovolená ohybová frekvence f_{0D} , můžeme usoudit, že řemen vyhověl kontrolní podmínce životnosti řemene.

7.10.9 Specifikace navrženého řemene

ŘEMEN B – 1600 ČSN 02 3110

7.10.10 Výpočet předpětí řemene

Pro správnou funkčnost řemene je důležité řemen důkladně napnout předepínací silou F_O . Řemen se bude napínat přes motor, na který bude tlačit šroub. Jelikož se řemen bude během provozu neustále prodlužovat, je třeba řemen pravidelně napínat. Vztah pro výpočet předepínací síly (60) obsahuje bezpečnost proti prokluzu řemene k_p , součinitel tření v klínové drážce f_k , úhel opásání malé řemenice v obloukové míře α .

$$F_O = k_p \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} = 1,6 \cdot \frac{972,61}{2} \cdot \frac{e^{1,44 \cdot 2,71} + 1}{e^{1,44 \cdot 2,71} - 1} = 810,16 [N] \quad (63)$$

$$f_k = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)} = \frac{0,42}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} = 1,44 [-] \quad (64)$$

α_d – úhel drážky řemenice

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 5,65 = 0,42 [-] \quad (65)$$

f – součinitel vláknového tření [20]

7.10.11 Měnitelnost osově vzdálenosti

Osová vzdálenost musí být měnitelná. Pro pohodlné nasazení řemene musí být umožněno nastavit minimální osovou vzdálenost A_{MIN} . Pro napínání řemene musí být umožněno nastavení maximální osovou vzdálenost A_{MAX} .

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P = 472,62 - 0,015 \cdot 1600 = 448,62 [mm] \quad (66)$$

$$A_{MAX} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_P = 472,62 + 0,030 \cdot 1600 = 520,62 [mm] \quad (67)$$

7.11 Volba převodovky

Pro převodový mechanismus třídiče zeminy budu vybírat čelní převodovku. Jelikož na výstupu z řemenového převodu jsou otáčky n_2 , a abych zajistil otáčky bubnu n_B , musím dopočítat požadované převodové číslo čelní převodovky $i_{pčp}$.

$$i_{pčp} = \frac{n_2}{n_B} = \frac{357,84}{17} = 21,05 [-] \quad (68)$$

Další důležitou hodnotou pro volbu převodovky je maximální kroutící moment, který zvládne přenést. Budu tedy počítat kroutící moment M_{k1} mezi motorem a řemenovým převodem (67), kroutící moment M_{k2} mezi řemenovým převodem a čelní převodovkou (68) a kroutící moment M_{k3} mezi čelní převodovkou a bubnem (69).

Kroutící moment na výstupu z elektromotoru:

$$M_{k1} = \frac{P_m}{\omega} = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}} = \frac{5500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{730}{60}} = 71,95 [N \cdot m] \quad (69)$$

Kroutící moment na vstupu do čelní převodovky:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{\text{ř}} = 71,95 \cdot 2,04 = 146,77 [N \cdot m] \quad (70)$$

Kroutící moment na výstupu z čelní převodovky:

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{čp} = 146,77 \cdot 20,7 = 3038,17 [N \cdot m] \quad (71)$$

Čelní převodovku vybírám na základě potřebného převodového čísla a maximálního kroutícího momentu z katalogu firmy TOS ZNOJMO, a. s. [19]

— 82A

MTC	i	n_2	M_{2max}	P_{2max}	F_r
	[-]	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{Nm}]$	$[\text{kW}]$	$[\text{N}]$
82A	7,62	183,7	2400	48,29	11000
	8,77	159,6	2800	48,92	12000
	10,19	137,4	3200	48,16	13000
	11,62	120,5	4000	52,76	14000
	11,93	117,4	3600	46,24	14000
	13,74	101,9	4000	44,61	14500
	15,95	87,8	4300	41,31	15000
	18,21	76,9	4300	36,21	16000
	20,7	67,6	4300	31,84	16500
	23,01	60,8	4300	28,65	17000
	25,79	54,3	4300	25,56	18000
	29,15	48,0	4300	22,61	19000
	31,11	45,0	4300	21,19	20000

Obrázek 25: Katalog čelních převodovek [19]

Volím čelní převodovka MTC82A od firmy TOS ZNOJMO, a. s., s převodovým číslem $i=20,7$ a maximální kroutící moment na výstupu z převodovky $M_{2MAX} = 4300 [N \cdot m]$. [19]

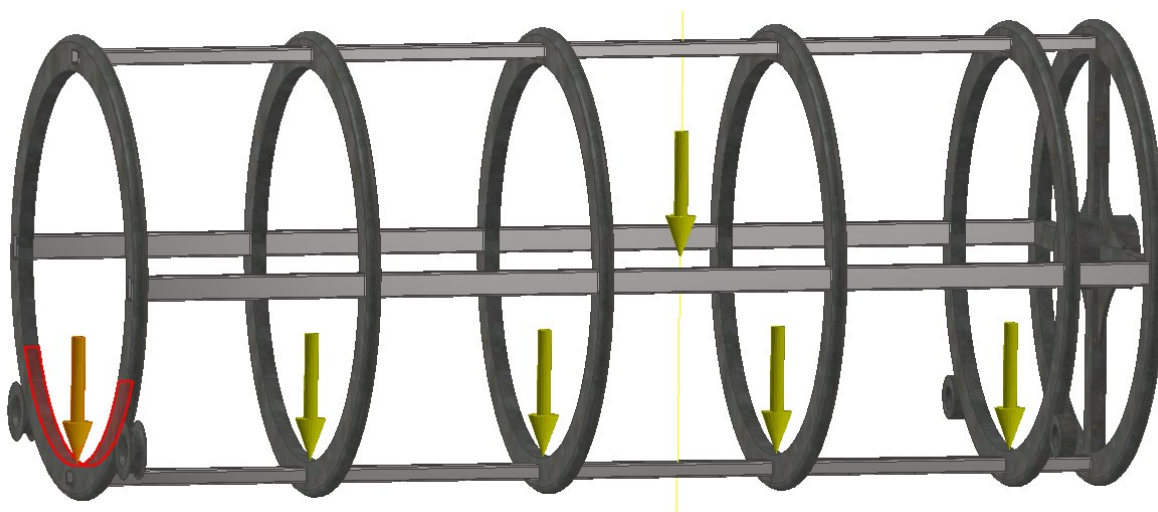
7.12 MKP analýza

7.12.1 Kontrola průhybu bubnové konstrukce

Kontrola kruhového rámu bubnu při maximálním možném zaplnění zeminou.

V místě nalisování ložisek do kladek a válečků byla použita pevná vazba. Mezi kladkami a kruhovým rámem bubnu je dotyk posouvání bez oddělení, mezi válečky a kruhovým rámem bubnu je rovněž dotyk posouvání bez oddělení. Všechny ostatní dotyky nahrazují svařovaný spoj jednotlivých dílů bubnového rámu, byl tedy zvolen vázaný dotyk. Do těžiště rámu bubnu bylo zavedeno zatížení vlastní tíhou. Další zatížením je síla F , která je vyvolána od náplně bubnu, tedy od dvou frakčních sít, šnekovnicí a zeminou. Síla byla nasměrována na plochy (viz obrázek 27) kruhových rámu, která je zatížená zeminou.

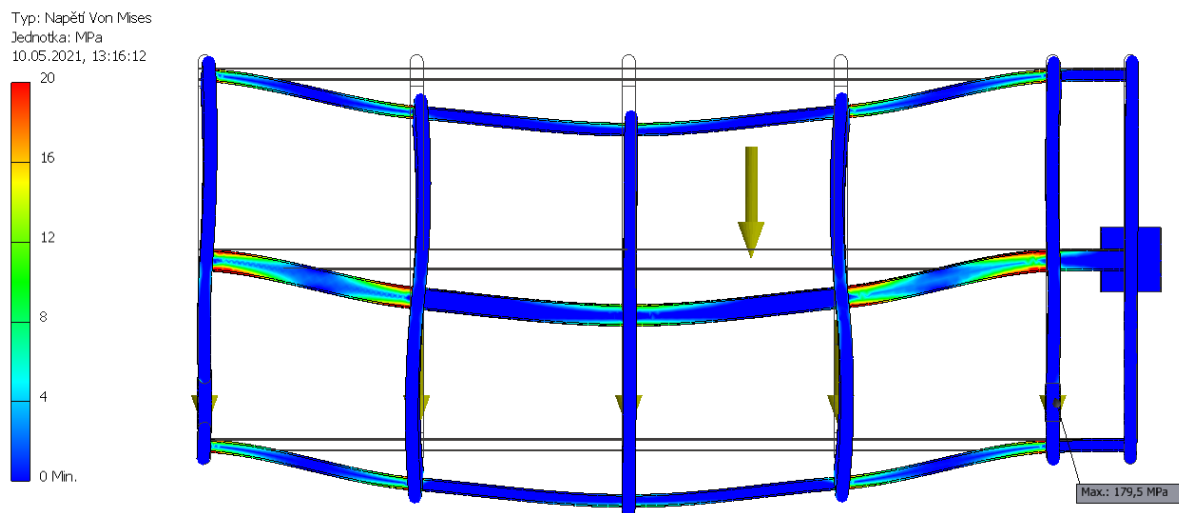
$$F = \frac{(m_{fs} + m_s + m_z) \cdot g}{i} = \frac{(46,96 + 74,22 + 227) \cdot 9,81}{5} = 683,13 \text{ [N]} \quad (72)$$



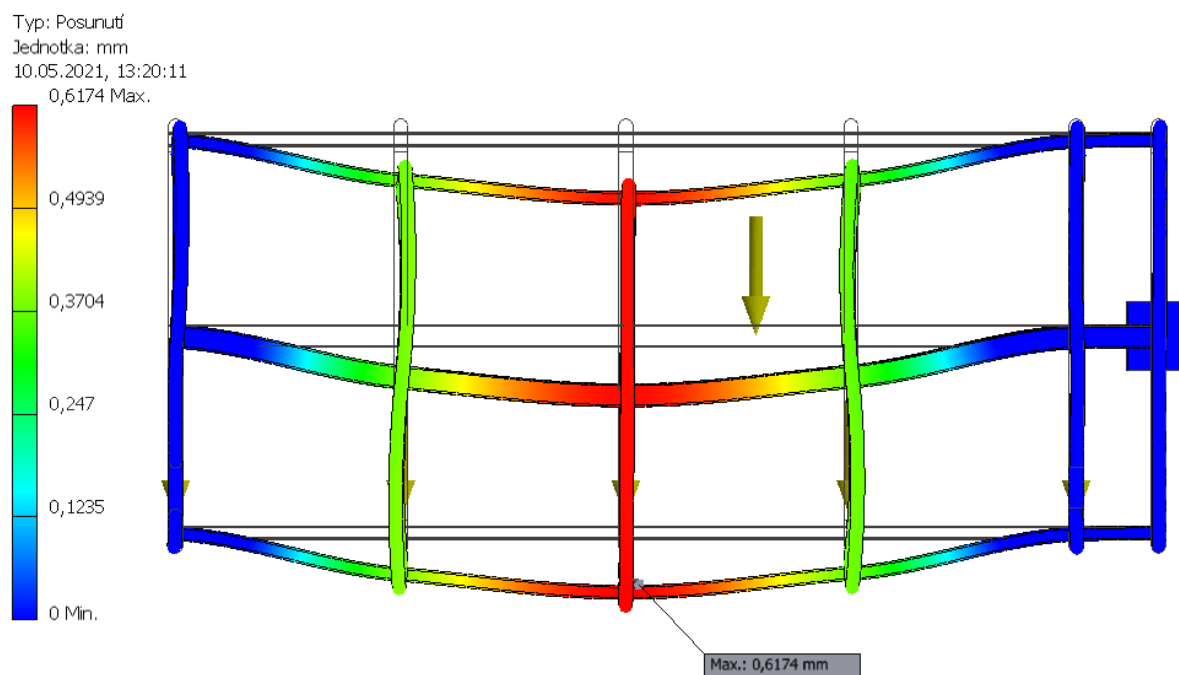
Obrázek 26: Zavedení zatěžujících sil

Výsledek:

Na obr. č. 21 můžeme vidět, že převážná většina napětí se projevuje v uzavřených profilech spojující kruhové rámy. Největší napětí je ale v místě dotyku kruhového rámu s válečkem. Na obrázku 22 lze vidět největší posunutí přesně ve středu mezi válečky a kladkami.



Obrázek 27: Napětí v bubnovém rámu



Obrázek 28: Posunutí v bubnovém rámu

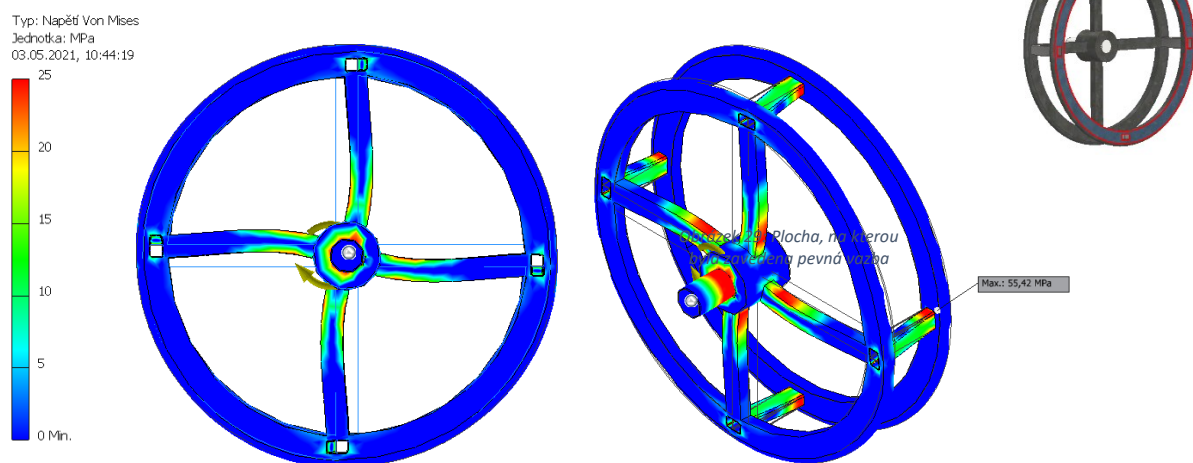
7.12.2 Kontrola natočení

V tomhle případě jsem nasimuloval nejhorší možný případ, při kterém by se buben zablokoval na nejkratší vzdálenosti mezi uložením bubnu a výstupem z převodovky.

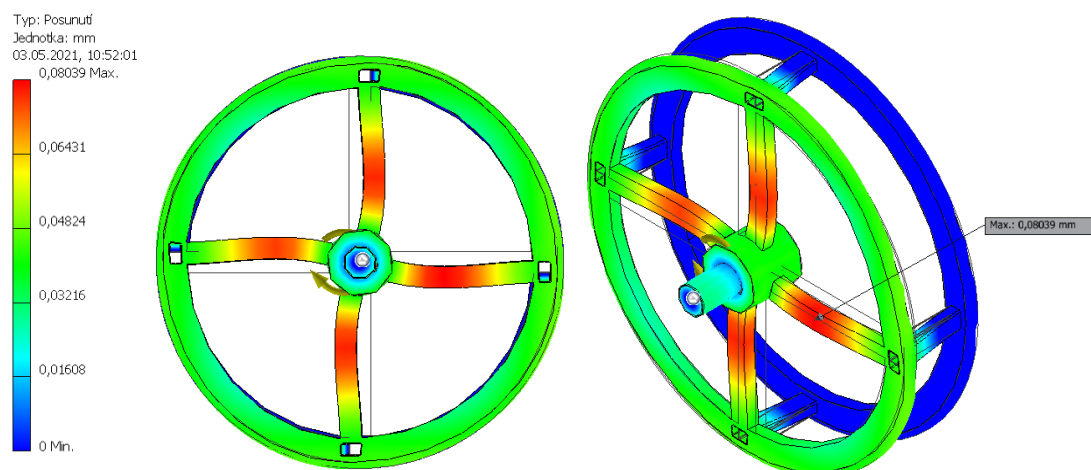
Na plochu kruhové rámu bubnu byla zavedena pevná vazba. Všechny dotky mezi jednotlivými součástmi jsou vázané. Na hřídel byl zaveden krouticí moment M_{k3} .

Výsledek:

Na obrázku 24 můžeme vidět rozložení napětí. Největší napětí je v místě dotyku uzavřeného profilu s pevně zavazbeným kruhovým rámem. Na obrázku 25 vidíme posunutí. Největší posunutí se nachází v křížové konstrukci.



Obrázek 30: Napětí v sestavě



Obrázek 31: Posunutí v sestavě

8 Závěr

V úvodní části této bakalářské práce se záměrem na návrh třídiče jsem zpracoval rešerši třídících strojů a jejich rozdělení, dále jsem provedl průzkum trhu, díky kterému jsem si všiml jejich hlavních předností, ale také nedostatků. V následující části jsem vytvořil různé varianty třídících bubnů, zamyslel se nad jejich hlavními výhodami a nevýhodami a následně vybral nejvhodnější variantu, kterou jsem se dále zabýval.

V konstrukční části jsem se věnoval konstrukci třídiče, jehož cílem bylo protřídit třicet tun zeminy za hodinu. Rozhodl jsem se pro bubnový třídič, který bude uložen vodorovně, proto jsem v bubnu navrhl šnekovnici, která je jediným členem sestavy zapříčiňující posun zeminy v axiálním směru. Zabýval jsem se problematikou vyladění správných otáček bubnu v kombinaci s vhodným stoupáním šnekovnice. Dalším klíčovým bodem bylo uložení bubnu. Jelikož na buben kromě radiálních sil působí i axiální síla vyvolaná šnekovnicí, bylo nutné zamezit bubnu axiální i radiální pohyb a zároveň umožnit rotaci.

Po vyřešení těchto zásadních konstrukčních uzlů, jsem mohl navrhnout pohon bubnu. Pro pohon bubnu jsem volil elektromotor. Pomocí momentů potřebných pro překonání odporů vůči rotaci bubnu jsem zvolil potřebný výkon elektromotru. Otáčky elektromotoru jsem redukoval na optimální otáčky třídícího bubnu pomocí řemenového převodu a čelní převodovky. Řemenový převod v této soustavě slouží jako pojistný prvek, proti poškození cennějších dílů. Zároveň bylo třeba zajistit napínání řemenového převodu motorem.

V poslední části jsem se zabýval kontrolou rámu bubnu metodou konečných prvků. V první analýze jsem simuloval plné zatížení bubnu zeminou. V druhé zase případ, ve kterém by se buben zablokoval a nadále na něj působil kroutící moment od pohonu.

Součástí této bakalářské práce bylo také zpracování výkresu sestavy bubnového třídiče, podsestavy nosného rámu, kladky a výrobního výkresu řemenice.

Seznam použitých zdrojů:

- [1] Třídící síta. Avistech s.r.o. [online]. [cit. 8.1.2021]. Dostupné z: https://www.avistech.cz/cz-screen/?gclid=CjwKCAiAmrOBbHA0EiwArn3mfMUmJM3PYY-QJzxUGKCz9WalxQ97W8ZMvd7cLfYBxfgiu2rNaieCmBoCiCEQAvD_BwE
- [2] Třídíče. DB Engineering s.r.o. [online]. [cit. 8.1.2021]. Dostupné z: <http://www.dbengineering.cz/Traserscreen-DB-15>
- [3] Bubnové třídíče. CZ SCREEN s.r.o. [online]. [cit. 12.1.2021]. Dostupné z: <https://www.czscreen.cz/mds-midi>
- [4] Bubnové třídíče. ZV AGRO, s.r.o. [online]. [cit. 15.1.2021]. Dostupné z: <https://www.zvagro.cz/nabidka-produktu/komunalni-a-lesni-technika/prekopavace-tridice/bubnove-tridice-pezzolato/bubnovy-tridic-pezzolato-l-2000/>
- [5] Děrované plechy. EURO SITEX S.R.O. [online]. [cit. 12.2.2021]. Dostupné z: <https://www.eurositex.cz/kruhove-otvory/>
- [6] ŠTASTNÍK, Stanislav. Úpravnictví nerostných surovin [online]. Brno, 2005 [cit. 28.2.2021]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BJ53-Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20%28M%29/Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20-%20upravnictvi%20nerostnych%20surovin.pdf>
- [7] Drum screens in mineral mining. WODZIŃSKI, Piotr. [Online]. [cit. 8.3.2021]. Dostupné z: https://journals.bg.agh.edu.pl/GORNICTWO/2006-03-1/GG_2006_3-1_27.pdf
- [8] Robustní spirály. RATAJ a.s. [online]. [cit. 8.3.2021]. Dostupné z: <https://www.rataj.cz/vyrobní-program/spiraly-snekovnice/robustni-spiraly>
- [9] Základy zařízení úpraven. SLÍVA, Aleš. [online]. [cit. 15.3.2021]. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2732-2.pdf>
- [10] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [11] SUNGA Roseller, The Complete Circular Arc Calculator. [online]. [cit. 15.3.2021] Dostupné z: <https://www.handymath.com/cgi-bin/arc18.cgi?submit=Entry>
- [12] [DRAŽAN, František a Karel JERÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, 1979, 456 s
- [13] Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, ZKL, a.s. [online]. [cit. 20.3.2021]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sracbb/7204aa>
- [14] LEINVEBER, Jiří, VÁVRA, Pavel: Strojnické tabulky. Praha: ALBRA, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [15] Jednořadá kuličková ložiska, ZKL, a.s. [online]. [cit. 20.3.2021]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb/6404>
- [16] KUČA, M. Konstrukční návrh rotačního síta pro třídění bypassových odprašků. [online]. [cit. 24.3.2021]. Dostupné z: http://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/141027/KUC0249_FS_N2301_3909T001_35_2020.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [17] Účinnost řemenů a úspora energie, TYMA CZ, s.r.o. [online]. [cit. 25.3.2021]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/technicke-informace/ucinnost/>
- [18] Drives Technology Configurator SIEMENS a.g. [online]. [cit. 18.4.2021]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/jom/jom/>
- [19] Čelní převodovky, TOS ZNOJMO a. s. [online]. [cit. 30.3.2021]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/celni-prevodovky/celni-prevodovky-mtc-a/?path=/82/200/#vykresy>
- [20] Kaláb K.: Části a mechanismy strojů – Teorie + Projekty. Kompletní studijní materiál - Interaktivní multimediální PDF, 2015, 411 stránek. Dostupný v E-learning systému. <https://lms.vsb.cz>

Přílohy

Příloha A: Výkres sestavy bubnového třídiče zeminy – BP-001

Příloha B: Výkres sestavy nosného rámu bubnového třídiče zeminy – BP-002

Příloha C: Výkres sestavy kladky – BP-003

Příloha D: Výrobní výkres hnací řemenice – BP-V001

Příloha E: Výrobní výkres kladky – BP-V002

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Tomášovi Haplovi za odbornou pomoc, rady a připomínky, které mi poskytl během zpracovávání této bakalářské práce.